

P A T E N T

Attorney Docket
032405R156

IN THE UNITED STATES PATENT AND TRADEMARK OFFICE

Applicants : Takeshi Yoneda
Serial No. : To Be Assigned Art Unit : To Be Assigned
Filed : Herewith Examiner : To Be Assigned
For : DIFFERENTIAL LIMITING CONTROL APPARATUS
: FOR A VEHICLE AND THE METHOD THEREOF

CLAIM FOR PRIORITY UNDER 35 U.S.C. §119

Commissioner For Patents
P.O. Box 1450
Alexandria, VA 22313-1450


Sir :

The above-referenced patent application claims priority benefit from the foreign patent application listed below:

Application No. 2002-278131, filed in JAPAN on September 24, 2002

In support of the claim for priority, attached is a certified copy of the priority application.

Respectfully submitted,
SMITH, GAMBRELL & RUSSELL, LLP



Dennis C. Rodgers, Reg. No. 32,936
1850 M Street, NW – Suite 800
Washington, DC 20036
Telephone : 202/263-4300
Facsimile : 202/263-4329

Date : September 23, 2003

日本国特許庁
JAPAN PATENT OFFICE

別紙添付の書類に記載されている事項は下記の出願書類に記載されている事項と同一であることを証明する。

This is to certify that the annexed is a true copy of the following application as filed with this Office

出願年月日
Date of Application:

2002年 9月24日

出願番号
Application Number:

特願2002-278131

[ST.10/C]:

[JP 2002-278131]

出願人
Applicant(s):

富士重工業株式会社

2003年 5月23日

特許庁長官
Commissioner,
Japan Patent Office

太田信一郎



出証番号 出証特2003-3037671

【書類名】 特許願

【整理番号】 T018846

【提出日】 平成14年 9月24日

【あて先】 特許庁長官殿

【国際特許分類】 B60K 17/348

【発明の名称】 車両の差動制限制御装置

【請求項の数】 6

【発明者】

 【住所又は居所】 東京都新宿区西新宿一丁目7番2号 富士重工業株式会
社内

 【氏名】 米田 毅

【特許出願人】

 【識別番号】 000005348

 【住所又は居所】 東京都新宿区西新宿一丁目7番2号

 【氏名又は名称】 富士重工業株式会社

【代理人】

 【識別番号】 100076233

 【弁理士】

 【氏名又は名称】 伊藤 進

【手数料の表示】

 【予納台帳番号】 013387

 【納付金額】 21,000円

【提出物件の目録】

 【物件名】 明細書 1

 【物件名】 図面 1

 【物件名】 要約書 1

 【包括委任状番号】 9006595

【プルーフの要否】 要

【書類名】 明 細 書

【発明の名称】 車両の差動制限制御装置

【特許請求の範囲】

【請求項 1】 一方の回転軸と他方の回転軸との間に介装し、上記一方の回転軸と上記他方の回転軸との間の駆動力の伝達を可変自在なクラッチ手段を備えた車両の差動制限制御装置において、

車両挙動を基にフィードバック制御により上記クラッチ手段のクラッチトルクを演算するフィードバック制御クラッチトルク演算手段と、

車両挙動を基にフィードフォワード制御により上記クラッチ手段のクラッチトルクを演算するフィードフォワード制御クラッチトルク演算手段と、

装着しているタイヤの異径度合いを演算するタイヤ異径度演算手段と、

上記タイヤの異径度合いに応じ上記フィードバック制御により求めたクラッチトルクと上記フィードフォワード制御により求めたクラッチトルクの割合を可変して最終のクラッチトルクを演算するクラッチトルク演算手段と、

を備えたことを特徴とする車両の差動制限制御装置。

【請求項 2】 上記フィードバック制御クラッチトルク演算手段は、上記一方の回転軸と上記他方の回転軸との間の目標とする差動回転数を設定する目標差動回転数設定手段と、上記一方の回転軸と上記他方の回転軸との間の実際の差動回転数を検出する実差動回転数検出手段と、上記目標とする差動回転数と上記実際の差動回転数との偏差を求め、少なくとも該偏差の積分項に関する極性を用いて切り替え関数を構成し、スライディングモード制御を適応し、上記クラッチ手段の締結力を演算するクラッチトルク演算出力手段とを有していることを特徴とする請求項 1 記載の車両の差動制限制御装置。

【請求項 3】 上記クラッチトルク演算手段は、上記タイヤの異径度合いが大きいほど、上記フィードフォワード制御により求めたクラッチトルクの割合を低下させることを特徴とする請求項 1 記載の車両の差動制限制御装置。

【請求項 4】 上記タイヤ異径度演算手段は、車両が略直進状態であり、且つ、車輪にスリップが発生しずらいとき、少なくとも上記一方の回転軸と上記他方の回転軸の実際の差動回転数に基づいて上記異径度合いを算出することを特徴と

する請求項 1 記載の車両の差動制限制御装置。

【請求項 5】 上記クラッチ手段は、前軸と後軸との間に介装するクラッチ手段であることを特徴とする請求項 1 乃至請求項 4 の何れか一つに記載の車両の差動制限制御装置。

【請求項 6】 上記クラッチ手段は、左右輪間に介装するデファレンシャル装置の差動を制限するクラッチ手段であることを特徴とする請求項 1 乃至請求項 4 の何れか一つに記載の車両の差動制限制御装置。

【発明の詳細な説明】

【0 0 0 1】

【発明の属する技術分野】

本発明は、4 輪駆動車の前軸と後軸との間や、前輪及び後輪のデファレンシャル装置等に配設して、一方の回転軸と他方の回転軸との差動制限制御を実行する車両の差動制限制御装置に関する。

【0 0 0 2】

【従来の技術】

従来より、一方の回転軸と他方の回転軸の間、特に 4 輪駆動車の前後軸間における差動制限制御としては、回転軸間の実際の差動回転数を検出し、この実際の差動回転数を P I D 制御等によりフィードバックして目標とする差動回転数に収束させる技術が知られている。

【0 0 0 3】

また、特開平 9 - 1 0 9 7 1 6 号広報には、車両の通常走行時には、主駆動輪である後輪速と副駆動輪である前輪速との前後輪速差に応じて前輪配分トルクを増加するフィードバック制御が行われ、車両の発進時には、スロットル開度に応じて前輪配分トルクを設定するフィードフォワード制御が行われるようにクラッチトルクを制御する 4 輪駆動制御装置が開示されている。

【0 0 0 4】

【特許文献 1】

特開平 9 - 1 0 9 7 1 6 号広報

【0 0 0 5】

【発明が解決しようとする課題】

しかしながら、上述の先行技術においては、タイヤ空気圧差ないし異径タイヤの装着による差回転数発生による影響が考慮されておらず、これらタイヤ空気圧差ないし異径タイヤの装着により、フィードバック制御とフィードフォワード制御とを組み合わせてもスリップ制御が正常に作動しない可能性があり、本来の目的である車両挙動の安定性と限界性向上の両立が難しくなってしまう。また、タイヤ径差の大きいものを装着してしまうと、内部循環トルクが大きくなり、状況によっては逆トルクが発生するタイヤが出てきてしまう虞がある。

【0006】

本発明は上記事情に鑑みてなされたもので、装着されているタイヤの異径度合いも考慮して、クラッチトルクにおけるフィードフォワード制御、フィードバック制御値の割合を適切に設定し、内部循環トルクの発生を回避しつつ、スリップも効果的に抑制することが可能な車両の差動制限制御装置を提供することを目的としている。

【0007】

【課題を解決するための手段】

上記目的を達成するため請求項1記載の本発明による車両の差動制限制御装置は、一方の回転軸と他方の回転軸との間に介装し、上記一方の回転軸と上記他方の回転軸との間の駆動力の伝達を可変自在なクラッチ手段を備えた車両の差動制限制御装置において、車両挙動を基にフィードバック制御により上記クラッチ手段のクラッチトルクを演算するフィードバック制御クラッチトルク演算手段と、車両挙動を基にフィードフォワード制御により上記クラッチ手段のクラッチトルクを演算するフィードフォワード制御クラッチトルク演算手段と、装着しているタイヤの異径度合いを演算するタイヤ異径度演算手段と、上記タイヤの異径度合いに応じ上記フィードバック制御により求めたクラッチトルクと上記フィードフォワード制御により求めたクラッチトルクの割合を可変して最終のクラッチトルクを演算するクラッチトルク演算手段とを備えたことを特徴としている。

【0008】

また、請求項2記載の本発明による車両の差動制限制御装置は、請求項1記載

の車両の差動制限制御装置において、上記フィードバック制御クラッチトルク演算手段は、上記一方の回転軸と上記他方の回転軸との間の目標とする差動回転数を設定する目標差動回転数設定手段と、上記一方の回転軸と上記他方の回転軸との間の実際の差動回転数を検出する実差動回転数検出手段と、上記目標とする差動回転数と上記実際の差動回転数との偏差を求め、少なくとも該偏差の積分項に関する極性を用いて切り替え関数を構成し、スライディングモード制御を適応し、上記クラッチ手段の締結力を演算するクラッチトルク演算出力手段とを有していることを特徴としている。

【 0 0 0 9 】

更に、請求項 3 記載の本発明による車両の差動制限制御装置は、請求項 1 記載の車両の差動制限制御装置において、上記クラッチトルク演算手段は、上記タイヤの異径度合いが大きいほど、上記フィードフォワード制御により求めたクラッチトルクの割合を低下させることを特徴としている。

【 0 0 1 0 】

また、請求項 4 記載の本発明による車両の差動制限制御装置は、請求項 1 記載の車両の差動制限制御装置において、上記タイヤ異径度演算手段は、車両が略直進状態であり、且つ、車輪にスリップが発生しづらいとき、少なくとも上記一方の回転軸と上記他方の回転軸の実際の差動回転数に基づいて上記異径度合いを算出することを特徴としている。

【 0 0 1 1 】

更に、請求項 5 記載の本発明による車両の差動制限制御装置は、請求項 1 乃至請求項 4 の何れか一つに記載の車両の差動制限制御装置において、上記クラッチ手段は、前軸と後軸との間に介装するクラッチ手段であることを特徴としている。

【 0 0 1 2 】

また、請求項 6 記載の本発明による車両の差動制限制御装置は、請求項 1 乃至請求項 4 の何れか一つに記載の車両の差動制限制御装置において、上記クラッチ手段は、前軸と後軸との間に介装するクラッチ手段であることを特徴としている。

【 0 0 1 3 】

すなわち、請求項 1 記載の車両の差動制限制御装置は、フィードバック制御クラッチトルク演算手段は、車両挙動を基にフィードバック制御により、一方の回転軸と他方の回転軸との間に介装され、一方の回転軸と他方の回転軸との間の駆動力の伝達を可変自在なクラッチ手段のクラッチトルクを演算し、フィードフォワード制御クラッチトルク演算手段は、車両挙動を基にフィードフォワード制御によりクラッチ手段のクラッチトルクを演算する。また、タイヤ異径度演算手段は、装着しているタイヤの異径度合いを演算する。そして、クラッチトルク演算手段は、タイヤの異径度合いに応じフィードバック制御により求めたクラッチトルクとフィードフォワード制御により求めたクラッチトルクの割合を可変して最終のクラッチトルクを演算する。このため、装着されているタイヤの異径度合いが考慮されて、クラッチトルクにおけるフィードフォワード制御、フィードバック制御値の割合が適切に設定され、内部循環トルクの発生を回避しつつ、スリップも効果的に抑制することが可能となる。

【 0 0 1 4 】

この際、請求項 2 記載のように、上記フィードバック制御クラッチトルク演算手段は、具体的には、目標差動回転数設定手段で一方の回転軸と他方の回転軸との間の目標とする差動回転数を設定し、実差動回転数検出手段で一方の回転軸と他方の回転軸との間の実際の差動回転数を検出し、クラッチトルク演算出力手段で目標とする差動回転数と実際の差動回転数との偏差を求め、少なくとも該偏差の積分項に関する極性を用いて切り替え関数を構成し、スライディングモード制御を適応し、クラッチ手段の締結力を演算する。

【 0 0 1 5 】

そして、クラッチトルク演算手段は、請求項 3 記載のように、タイヤの異径度合いが大きいほど、フィードフォワード制御により求めたクラッチトルクの割合を低下させる。

【 0 0 1 6 】

また、クラッチトルク演算手段は、請求項 4 記載のように、車両が略直進状態であり、且つ、車輪にスリップが発生しずらいとき、少なくとも一方の回転軸と

他方の回転軸の実際の差動回転数に基づいて異径度合いを算出する。

【 0 0 1 7 】

このような制御が対象とするクラッチ手段は、具体的には、請求項 5 記載のように、前軸と後軸との間に介装するクラッチ手段、或いは、請求項 6 記載のように、左右輪間に介装するデファレンシャル装置の差動を制限するクラッチ手段である。

【 0 0 1 8 】

【発明の実施の形態】

以下、図面に基づいて本発明の実施の形態を説明する。

図 1 ～図 7 は本発明の実施の一形態を示し、図 1 は車両の駆動系とセンタデファレンシャル差動制限制御部の概略説明図、図 2 はセンタデファレンシャル差動制限制御部の機能ブロック図、図 3 はフィードバック制御クラッチトルク演算部の機能ブロック図、図 4 は車速と前後軸間制御開始差動回転数の基本値マップの一例を示す説明図、図 5 は横加速度に基づく前後軸間制御開始差動回転数の補正係数マップの一例を示す説明図、図 6 はフィードフォワード制御クラッチトルク演算部で設定されるクラッチトルクの一例を示す説明図、図 7 は 4 輪の実差動回転数に応じて設定されるタイヤ異径度定数の一例を示す説明図である。

【 0 0 1 9 】

図 1 において、符号 1 は車両前部に配置されたエンジンを示し、このエンジン 1 による駆動力は、エンジン 1 後方の自動変速装置（トルクコンバータ等も含んで図示）2 からトランスミッション出力軸 2 a を経てセンタデファレンシャル装置 3 に伝達される。そして、センタデファレンシャル装置 3 から後輪側には、リヤドライブ軸 4、プロペラシャフト 5、ドライブピニオン 6 を介して後輪終減速装置 7 に入力される一方、前輪側には、トランスファドライブギヤ 8、トランスファドリブンギヤ 9、ドライブピニオン軸部となっているフロントドライブ軸 1 0 を介して前輪終減速装置 1 1 に入力される。ここで、自動変速装置 2、センタデファレンシャル装置 3 および前輪終減速装置 1 1 等は、一体にケース 1 2 内に設けられている。

【 0 0 2 0 】

後輪終減速装置 7 に入力された駆動力は、後輪左ドライブ軸 1 3 RL を経て左後輪 1 4 RL に伝達される一方、後輪右ドライブ軸 1 3 RR を経て右後輪 1 4 RR に伝達される。また、前輪終減速装置 1 1 に入力された駆動力は、前輪左ドライブ軸 1 3 FL を経て左前輪 1 4 FL に伝達される一方、前輪右ドライブ軸 1 3 FR を経て右前輪 1 4 FR に伝達される。

【 0 0 2 1 】

センタデファレンシャル装置 3 は、入力側のトランスミッション出力軸 2 a に大径の第 1 のサンギヤ 1 5 が形成されており、この第 1 のサンギヤ 1 5 が小径の第 1 のピニオン 1 6 と噛合して第 1 の歯車列が構成されている。

【 0 0 2 2 】

また、後輪への出力を行うリヤドライブ軸 4 には、小径の第 2 のサンギヤ 1 7 が形成されており、この第 2 のサンギヤ 1 7 が大径の第 2 のピニオン 1 8 と噛合して第 2 の歯車列が構成されている。

【 0 0 2 3 】

第 1 のピニオン 1 6 と第 2 のピニオン 1 8 は、ピニオン部材 1 9 に一体に形成されており、複数（例えば 3 個）のピニオン部材 1 9 が、キャリア 2 0 に設けた固定軸に回転自在に軸支されている。そして、このキャリア 2 0 の前端には、トランスファドライブギヤ 8 が連結され、前輪への出力が行われる。

【 0 0 2 4 】

また、キャリア 2 0 には、前方からトランスミッション出力軸 2 a が回転自在に挿入される一方、後方からはリヤドライブ軸 4 が回転自在に挿入されて、空間中央に第 1 のサンギヤ 1 5 と第 2 のサンギヤ 1 7 を格納している。そして、複数のピニオン部材 1 9 の各第 1 のピニオン 1 6 が第 1 のサンギヤ 1 5 に、各第 2 のピニオン 1 8 が第 2 のサンギヤ 1 7 に、共に噛合されている。

【 0 0 2 5 】

こうして、入力側の第 1 のサンギヤ 1 5 に対し、第 1、第 2 のピニオン 1 6、1 8、及び、第 2 のサンギヤ 1 7 を介して一方の出力側とし、第 1、第 2 のピニオン 1 6、1 8 のキャリア 2 0 を介して他方の出力側として噛み合い構成され、リングギヤの無い複合プラネタリギヤを成している。

【 0 0 2 6 】

そしてかかる複合プラネタリギヤ式センタデファレンシャル装置 3 は、第 1、第 2 のサンギヤ 1 5、1 7、および、これらサンギヤ 1 5、1 7 の周囲に複数個配置される第 1、第 2 のピニオン 1 6、1 8 の歯数を適切に設定することで差動機能を有する。

【 0 0 2 7 】

また、第 1、第 2 のピニオン 1 6、1 8 と第 1、第 2 のサンギヤ 1 5、1 7 との噛み合いピッチ半径を適切に設定することで、基準トルク配分を所望の配分（例えば、後輪偏重にした不等トルク配分）にする。

【 0 0 2 8 】

センタデファレンシャル装置 3 は、第 1、第 2 のサンギヤ 1 5、1 7 と第 1、第 2 のピニオン 1 6、1 8 とを例えばはすば歯車にし、第 1 の歯車列と第 2 の歯車列のねじれ角を異にしてスラスト荷重を相殺させることなくスラスト荷重を残留させる。更に、ピニオン部材 1 9 の両端で発生する摩擦トルクを、第 1、第 2 のピニオン 1 6、1 8 とキャリア 2 0 に設けた固定軸の表面に噛み合いによる分離、接線荷重の合成力が作用し摩擦トルクが生じるように設定する。こうして、入力トルクに比例した差動制限トルクを得られるようにすることで、このセンタデファレンシャル装置 3 自体によっても差動制限機能が得られるようになっている。

【 0 0 2 9 】

また、センタデファレンシャル装置 3 の 2 つの出力部材、すなわちキャリア 2 0 とリヤドライブ軸 4 との間には、前後輪間の駆動力配分を可変する、クラッチ手段としての油圧式多板クラッチを採用したセンタデフクラッチ（トランスファクラッチ）2 1 が設けられている。そして、このトランスファクラッチ 2 1 の締結力を制御することで、前後輪のトルク配分が、前後 5 0 : 5 0 の直結による 4 WD から、センタデファレンシャル装置 3 によるトルク配分比（例えば前後 3 5 : 6 5）の範囲で可変制御することが可能となっている。

【 0 0 3 0 】

トランスファクラッチ 2 1 は、複数のソレノイドバルブを擁した油圧回路で構

成するセンタデフクラッチ駆動部 6 0 と接続されており、このセンタデフクラッチ駆動部 6 0 で発生される油圧で解放、連結が行われる。そして、センタデフクラッチ駆動部 6 0 を駆動させる制御信号（各ソレノイドバルブに対する出力信号）は、後述のセンタデファレンシャル差動制限制御部 5 0 から出力される。

【 0 0 3 1 】

一方、後輪終減速装置 7 は、ベベルギヤ式の差動機構部 2 2 と、この左右輪間の差動制限を行う、油圧式多板クラッチを採用したリヤデフクラッチ 2 3 を備えて構成されており、リヤデフクラッチ 2 3 は、ドライブピニオン 6 が噛合されるリングギヤ 2 4 が固定されたデフケース 2 5 と後輪右ドライブ軸 1 3 RR との間に設けられている。

【 0 0 3 2 】

また、前輪終減速装置 1 1 も、後輪終減速装置 7 と略同様に構成され、ベベルギヤ式の差動機構部 2 6 と、この左右輪間の差動制限を行う、油圧式多板クラッチを採用したフロントデフクラッチ 2 7 を備えて構成されている。そして、フロントデフクラッチ 2 7 は、フロントドライブ軸 1 0 のドライブピニオンが噛合されるリングギヤ 2 8 が固定されたデフケース 2 9 と前輪右ドライブ軸 1 3 FR との間に設けられている。

【 0 0 3 3 】

上述のセンタデファレンシャル差動制限制御部 5 0 には、制御に必要な信号が後述の如く各センサ類から入力される。

すなわち、各車輪 1 4 FL, 1 4 FR, 1 4 RL, 1 4 RR の車輪速度が車輪速度センサ 3 1 FL, 3 1 FR, 3 1 RL, 3 1 RR により検出されて、センタデファレンシャル差動制限制御部 5 0 に入力される。また、センタデファレンシャル差動制限制御部 5 0 には、車両に生じている横加速度 G_y が横加速度センサ 3 2 から、エンジン 1 のスロットル弁の開度 θ_{th} がスロットル開度センサ 3 3 から、それぞれ入力される。更に、車両には、図示しないブレーキペダルの踏み込み時に ON するブレーキスイッチ 3 4 が設けられており、このブレーキスイッチ 3 4 からの ON-OFF 信号も、センタデファレンシャル差動制限制御部 5 0 に入力される。また、車両には、制動時における車輪のロックを防止する公知のアンチロックブレー

キシステム（ABS）が搭載されており、このABS制御装置35からのABSの作動状態を示す信号（ABS作動時にONとなる信号）も、センタデファレンシャル差動制限制御部50に入力される。

【0034】

センタデファレンシャル差動制限制御部50は、マイクロコンピュータとその周辺回路とで構成され、図2に示すように、車速演算部51、フィードバック制御クラッチトルク演算部52、フィードフォワード制御クラッチトルク演算部53、タイヤ異径度演算部54、クラッチトルク演算部55から主に構成されている。

【0035】

車速演算部51は、4輪の車輪速センサ、すなわち各車輪速度センサ31FL, 31FR, 31RL, 31RRから各車輪14FL, 14FR, 14RL, 14RRの車輪速度 ω_{fl} , ω_{fr} , ω_{rl} , ω_{rr} が入力され、例えばこれらの平均を演算することにより車速 $V (= (\omega_{fl}, \omega_{fr}, \omega_{rl}, \omega_{rr}) / 4)$ を演算し、フィードバック制御クラッチトルク演算部52、タイヤ異径度演算部54に出力する。

【0036】

フィードバック制御クラッチトルク演算部52は、各車輪速度センサ31FL, 31FR, 31RL, 31RRから各車輪14FL, 14FR, 14RL, 14RRの車輪速度 ω_{fl} , ω_{fr} , ω_{rl} , ω_{rr} が、横加速度センサ32から横加速度 G_y が、ブレーキスイッチ34からブレーキスイッチ信号が、車速演算部51から車速 V が入力される。

【0037】

このフィードバック制御クラッチトルク演算部52は、フィードバック制御クラッチトルク演算手段として設けられるもので、具体的には、後述する如く、前後軸間の目標差動回転数 $\Delta \omega_{ctrft}$, $\Delta \omega_{ctrtrt}$ 、前輪側の左右輪間の目標差動回転数 $\Delta \omega_{Ftt}$ 、後輪側の左右輪間の目標差動回転数 $\Delta \omega_{Rrt}$ を演算し、前後軸間の実差動回転数 $\Delta \omega_{ctrf}$, $\Delta \omega_{ctrtr}$ 、前輪側の左右輪間の実差動回転数 $\Delta \omega_{Ft}$ 、後輪側の左右輪間の実差動回転数 $\Delta \omega_{Rr}$ を演算する。そして、これらそれぞれの偏差 ε_{ctrf} , ε_{ctrtr} , ε_{Ft} , ε_{Rr} を求め、少なくとも該偏差の積分項に関する極性

を用いて切り替え関数を構成し、スライディングモード制御を適応し、これに更に偏差比例分を考慮して、クラッチトルク T_{lsdfb} を演算する。

【 0 0 3 8 】

すなわち、フィードバック制御クラッチトルク演算部 5 2 は、図 3 に示すように、ブレーキスイッチディレイ処理部 5 2 a、前後軸実差動回転数演算部 5 2 b、前輪側左右実差動回転数演算部 5 2 c、後輪側左右実差動回転数演算部 5 2 d、制御開始差動回転数演算部 5 2 e、目標差動回転数設定部 5 2 f、スライディングモード制御クラッチトルク演算部 5 2 g、偏差比例制御クラッチトルク演算部 5 2 h、フィードバック制御クラッチトルク演算出力部 5 2 i から主に構成されている。

【 0 0 3 9 】

ブレーキスイッチディレイ処理部 5 2 a は、ブレーキスイッチ 3 4 からの ON-OFF 信号が入力され、ハンチング防止のためブレーキスイッチ 3 4 が ON 状態から OFF 状態に切り替わるときに所定の短いディレイ時間が設定され、ブレーキスイッチ 3 4 が ON 状態から OFF 状態に切り替わるときにこのディレイ時間が経過して初めてブレーキスイッチ 3 4 が OFF 状態とされる（尚、OFF 状態から ON 状態に切り替わるときにはディレイ処理は行われぬ）。このブレーキスイッチディレイ処理部 5 2 a でディレイ処理されたブレーキスイッチ信号は、スライディングモード制御クラッチトルク演算部 5 2 g、偏差比例制御クラッチトルク演算部 5 2 h に出力される。

【 0 0 4 0 】

前後軸実差動回転数演算部 5 2 b は、各車輪速度センサ 3 1 FL, 3 1 FR, 3 1 RL, 3 1 RR から各車輪 1 4 FL, 1 4 FR, 1 4 RL, 1 4 RR の車輪速度 ω_{fl} , ω_{fr} , ω_{rl} , ω_{rr} が入力される。そして、これら車輪速度から、2 種類の前後軸間の実差動回転数 $\Delta \omega_{ctrf}$, $\Delta \omega_{ctrr}$ を以下の (1)、(2) 式により演算する。

$$\Delta \omega_{ctrf} = ((\omega_{fl} + \omega_{fr}) - (\omega_{rl} + \omega_{rr})) / 2 \quad \cdots (1)$$

$$\Delta \omega_{ctrr} = ((\omega_{rl} + \omega_{rr}) - (\omega_{fl} + \omega_{fr})) / 2 \quad \cdots (2)$$

この際、前軸の回転数が後軸の回転数より早い場合には、 $\Delta \omega_{ctrf}$ は正の値、 $\Delta \omega_{ctrr}$ は負の値となり、前軸の回転数が後軸の回転数より遅い場合には、逆に

、 $\Delta \omega_{ctrf}$ は負の値、 $\Delta \omega_{ctrr}$ は正の値となる。こうして演算された前後軸間の実差動回転数 $\Delta \omega_{ctrf}$ 、 $\Delta \omega_{ctrr}$ は、スライディングモード制御クラッチトルク演算部 5 2 g、偏差比例制御クラッチトルク演算部 5 2 hに出力される。また、この前後軸間の実差動回転数 $\Delta \omega_{ctrf}$ 、 $\Delta \omega_{ctrr}$ は、タイヤ異径度演算部 5 4 に対しても出力される。尚、このように 2 種類の前後軸間の実差動回転数 $\Delta \omega_{ctrf}$ 、 $\Delta \omega_{ctrr}$ を演算するのは、後述のクラッチトルクの演算において、前後軸間の実差動回転数 $\Delta \omega_{ctrf}$ 、 $\Delta \omega_{ctrr}$ の正負により、早い回転数の回転軸から遅い回転数の軸にトルクを伝達するようにクラッチトルクの設定をするためである。

【 0 0 4 1 】

前輪側左右実差動回転数演算部 5 2 c は、前輪側左右輪の車輪速度センサ 3 1 FL, 3 1 FR から左右前輪 1 4 FL, 1 4 FR の車輪速度 ω_{fl} 、 ω_{fr} が入力され、横加速度センサ 3 2 から横加速度 G_y が入力されて、車両の旋回状態（直進状態も含む）に応じて以下の（３）、（４）、（５）式の何れかにより、左前輪 1 4 FL と右前輪 1 4 FR との間の実際の差動回転数 $\Delta \omega_{Ft}$ を演算する。この際、車両の旋回状態は、横加速度 G_y により判定し、横加速度の絶対値 $|G_y|$ が予め設定しておいた所定値 A_{ys} 以下の場合は車両は略直進状態と判定し、横加速度 G_y が A_{ys} より大きい場合は車両は左旋回状態、横加速度 G_y が $-A_{ys}$ より小さい場合は車両は右旋回状態と判定する。尚、車両の旋回状態は、その他、ヨーレートや舵角等によっても判定可能であり、これらから判定するようにしても良い。

$$\text{右旋回時} \cdots \Delta \omega_{Ft} = \omega_{fr} - \omega_{fl} \quad \cdots (3)$$

$$\text{左旋回時} \cdots \Delta \omega_{Ft} = \omega_{fl} - \omega_{fr} \quad \cdots (4)$$

$$\text{略直進時} \cdots \Delta \omega_{Ft} = |\omega_{fr} - \omega_{fl}| \quad \cdots (5)$$

尚、左右両方の車輪がスリップしていない状態においては、旋回外輪の方が車輪速度が速くなるため（３）、（４）式で得られる実際の差動回転数 $\Delta \omega_{Ft}$ は負の値となる。こうして、演算された左前輪 1 4 FL と右前輪 1 4 FR との間の実際の差動回転数 $\Delta \omega_{Ft}$ は、スライディングモード制御クラッチトルク演算部 5 2 g、及び、偏差比例制御クラッチトルク演算部 5 2 h に出力される。

【 0 0 4 2 】

後輪側左右実差動回転数演算部 5 2 d は、後輪側左右輪の車輪速度センサ 3 1

RL, 3 1 RRから左右後輪 1 4 RL, 1 4 RRの車輪速度 ω_{rl} , ω_{rr} が入力され、横加速度センサ 3 2 から横加速度 G_y が入力されて、車両の旋回状態（直進状態も含む）に応じて以下の（６）、（７）、（８）式の何れかにより、左後輪 1 4 RLと右後輪 1 4 RRとの間の実際の差動回転数 $\Delta \omega_{Rr}$ を演算する。この際、車両の旋回状態は、上述の前輪側左右実差動回転数演算部 5 0 eと同様、横加速度 G_y により判定し、横加速度の絶対値 $|G_y|$ が予め設定しておいた所定値 A_{ys} 以下の場合には車両は略直進状態と判定し、横加速度 G_y が A_{ys} より大きい場合は車両は左旋回状態、横加速度 G_y が $-A_{ys}$ より小さい場合は車両は右旋回状態と判定する。尚、車両の旋回状態は、その他、ヨーレートや舵角等によっても判定可能であり、これらから判定するようにしても良い。

$$\text{右旋回時} \cdots \Delta \omega_{Rr} = \omega_{rr} - \omega_{rl} \quad \cdots (6)$$

$$\text{左旋回時} \cdots \Delta \omega_{Rr} = \omega_{rl} - \omega_{rr} \quad \cdots (7)$$

$$\text{略直進時} \cdots \Delta \omega_{Rr} = |\omega_{rr} - \omega_{rl}| \quad \cdots (8)$$

尚、左右両方の車輪がスリップしていない状態においては、旋回外輪の方が車輪速度が速くなるため（６）、（７）式で得られる実際の差動回転数 $\Delta \omega_{Rr}$ は負の値となる。こうして、演算された左後輪 1 4 RLと右後輪 1 4 RRとの間の実際の差動回転数 $\Delta \omega_{Rr}$ は、スライディングモード制御クラッチトルク演算部 5 2 g、及び、偏差比例制御クラッチトルク演算部 5 2 hに出力される。

【 0 0 4 3 】

以上の前後軸実差動回転数演算部 5 2 b、前輪側左右実差動回転数演算部 5 2 c、及び、後輪側左右実差動回転数演算部 5 2 dは、フィードバック制御クラッチトルク演算手段における実差動回転数検出手段として設けられている。

【 0 0 4 4 】

制御開始差動回転数演算部 5 2 eは、横加速度センサ 3 2 から横加速度 G_y が、車速演算部 5 1 から車速 V がそれぞれ入力される。そして、前後軸間の実差動回転数 $\Delta \omega_{ctrf}$ の実際の差動回転数の下限値となる制御開始差動回転数（前後軸間制御開始差動回転数 $\Delta \omega_{ctrfs}$ ）を、車速 V 、横加速度 G_y に応じ、予め設定しておいたマップを参照し、演算設定する。また、前後軸間の実差動回転数 $\Delta \omega_{ctrr}$ の実際の差動回転数の下限値となる制御開始差動回転数（前後軸間制御開始差

動回転数 $\Delta \omega_{ctr rs}$) を、横加速度 G_y に応じ、予め設定しておいたマップを参照し、演算設定する。更に、左前輪 1 4 FL と右前輪 1 4 FR との間の実際の差動回転数 $\Delta \omega_{Ft}$ 、左後輪 1 4 RL と右前輪 1 4 RR との間の実際の差動回転数 $\Delta \omega_{Rr}$ のそれぞれの実際の差動回転数の下限値となる制御開始差動回転数（前輪側制御開始差動回転数 $\Delta \omega_{Fts}$ 、後輪側制御開始差動回転数 $\Delta \omega_{Rrs}$ ）として、予め設定しておいた一定値 C_{fts} 、 C_{Rrs} を設定する。

【 0 0 4 5 】

上述の前後軸間制御開始差動回転数 $\Delta \omega_{ctr fs}$ の設定では、まず、図 4 に示すような、車速 V と前後軸間制御開始差動回転数 $\Delta \omega_{ctr fs}$ の基本値マップから、現在の車速 V を基に前後軸間制御開始差動回転数 $\Delta \omega_{ctr fs}$ の基本値 $\Delta \omega_{ctr fsb}$ を設定する。また、図 5 に示すような、横加速度 G_y に基づく前後軸間制御開始差動回転数 $\Delta \omega_{ctr fs}$ の補正係数マップから、現在の横加速度 G_y を基に前後軸間制御開始差動回転数 $\Delta \omega_{ctr fs}$ の補正係数 $k_{\omega gy}$ を求める。そして、これらを乗じて、最終的な前後軸間制御開始差動回転数 $\Delta \omega_{ctr fs}$ ($= \Delta \omega_{ctr fsb} \cdot k_{\omega gy}$) を演算する。

【 0 0 4 6 】

この際、図 4 のマップでは、車速 V が高速になるほど前後軸間制御開始差動回転数 $\Delta \omega_{ctr fs}$ が大きく設定されるようにしているが、これは、高速ほど閾値を緩和し、高速ほど締結度合いを緩和して燃費の向上が図れるようにするためである。また、図 5 のマップでは、横加速度 G_y が大きくなるほど前後軸間制御開始差動回転数 $\Delta \omega_{ctr fs}$ が大きく設定されるようにしているが、これは、横加速度 G_y が大きくなるほど閾値を緩和し、横加速度 G_y が大きくなるほど締結度合いを緩和し、車両の旋回性能が向上されるようにするためである。

【 0 0 4 7 】

前後軸間制御開始差動回転数 $\Delta \omega_{ctr rs}$ の設定も、特に図示はしないが、上述の図 5 のような、横加速度 G_y が大きくなるほど前後軸間制御開始差動回転数 $\Delta \omega_{ctr rs}$ が大きく設定されるマップにより設定される。

【 0 0 4 8 】

ここで、それぞれの制御開始差動回転数 $\Delta \omega_{ctr fs}$ 、 $\Delta \omega_{ctr rs}$ 、 $\Delta \omega_{Fts}$ 、 Δ

ωRrs は、後述の如く、前後軸間、前輪左右輪間、後輪左右輪間の差動制限制御を実行するまでどの程度許容するかを定める閾値であり、実差動回転数 $\Delta \omega ctrf$ 、 $\Delta \omega ctrr$ 、 $\Delta \omega Ft$ 、 $\Delta \omega Rr$ が制御開始差動回転数 $\Delta \omega ctrfs$ 、 $\Delta \omega ctrrs$ 、 $\Delta \omega Fts$ 、 $\Delta \omega Rrs$ よりも小さい場合は、トランスファクラッチ 2 1 に対する締結トルクを 0 とする。特に前後軸間においては、実際に制御する差動回転数が小さくなり過ぎて、トランスファクラッチ 2 1 が静止摩擦状態で連結し、トランスファクラッチ 2 1 の制御がスリッパロック状態となり制御の収束が遅くなり、また、制御安定性が悪化することを防止するために設定される。また、前輪左右輪間や後輪左右輪間においては、制御開始差動回転数 $\Delta \omega Fts$ 、 $\Delta \omega Rrs$ が、例えば 0 に設定されている場合は、旋回内輪の車輪速度が旋回外輪の車輪速度より大きくなった場合、直ぐにセンタデファレンシャルの差動制限制御が実行されることとなり、それ以外の場合では、フロントデフクラッチ 2 7 やリヤデフクラッチ 2 3 が通常に作動しているとし、センタデファレンシャルの差動制限制御が、このデファレンシャル制御と干渉しないような制御設定となる。

【 0 0 4 9 】

尚、本実施の形態では、前後軸間制御開始差動回転数 $\Delta \omega ctrfs$ を、車速 V 、横加速度 Gy に応じて設定するようになっているが、更に、センタデファレンシャル装置 3 に入力されるトルク（センタデフ入力トルク）をも考慮して設定するようにしても良く、また、ドライバの好みに合わせて選択的に可変できるように設定しても良い。更に、車両仕様によっては、これらのパラメータの何れか 1 つのみ、或いは、他の複数のパラメータの組み合わせ（例えば、横加速度 Gy とセンタデフ入力トルクの組み合わせ）に応じて設定されるようにしても良く、また、一定値としても良い。

【 0 0 5 0 】

前後軸間制御開始差動回転数 $\Delta \omega ctrrs$ も同様に、本実施の形態では、横加速度 Gy に応じて設定するようになっているが、更に、車速 V 、センタデフ入力トルク、ドライバの好みに応じて設定されるものであっても良い。また、車両仕様によっては、横加速度 Gy 以外のパラメータの何れか 1 つのみ、或いは、他の複数のパラメータの組み合わせ（例えば、横加速度 Gy とセンタデフ入力トルクの

組み合わせ) に応じて設定されるようにしても良く、また、一定値としても良い。

【 0 0 5 1 】

また、前輪側制御開始差動回転数 $\Delta \omega Fts$ 、後輪側制御開始差動回転数 $\Delta \omega Rrs$ は、本実施の形態では、一定値に設定されるようになっているが、前後軸間制御開始差動回転数 $\Delta \omega ctrfs$ 、 $\Delta \omega ctrrs$ の如く、他の車両挙動を示すパラメータの 1 つ、或いは、複数のパラメータに応じて設定するようにしても良い。

【 0 0 5 2 】

こうして、演算設定された、各制御開始差動回転数 $\Delta \omega ctrfs$ 、 $\Delta \omega ctrrs$ 、 $\Delta \omega Fts$ 、 $\Delta \omega Rrs$ は、目標差動回転数設定部 5 2 f、スライディングモード制御クラッチトルク演算部 5 2 g、及び、偏差比例制御クラッチトルク演算部 5 2 h に出力される。

【 0 0 5 3 】

目標差動回転数設定部 5 2 f は、制御開始差動回転数演算部 5 2 e から各制御開始差動回転数 $\Delta \omega ctrfs$ 、 $\Delta \omega ctrrs$ 、 $\Delta \omega Fts$ 、 $\Delta \omega Rrs$ が入力され、それぞれの制御開始差動回転数 $\Delta \omega ctrfs$ 、 $\Delta \omega ctrrs$ 、 $\Delta \omega Fts$ 、 $\Delta \omega Rrs$ を基に以下の (9)、(10)、(11)、(12) 式により、前後軸間目標差動回転数 $\Delta \omega ctrft$ 、 $\Delta \omega ctrrt$ 、前輪側目標差動回転数 $\Delta \omega Ftt$ 、後輪側目標差動回転数 $\Delta \omega Rrt$ を演算する。

$$\Delta \omega ctrft = \Delta \omega ctrfs + Cctrft \quad \cdots (9)$$

$$\Delta \omega ctrrt = \Delta \omega ctrrs + Cctrrt \quad \cdots (10)$$

$$\Delta \omega Ftt = \Delta \omega Fts + CFtt \quad \cdots (11)$$

$$\Delta \omega Rrt = \Delta \omega Rrs + CRrt \quad \cdots (12)$$

ここで、 $Cctrft$ 、 $Cctrrt$ 、 $CFtt$ 、 $CRrt$ は、予め演算や実験等を基に設定しておいた定数である。こうして、設定された各目標差動回転数 $\Delta \omega ctrft$ 、 $\Delta \omega ctrrt$ 、 $\Delta \omega Ftt$ 、 $\Delta \omega Rrt$ は、スライディングモード制御クラッチトルク演算部 5 2 g、及び、偏差比例制御クラッチトルク演算部 5 2 h に出力される。このように、制御開始差動回転数演算部 5 2 e と、目標差動回転数設定部 5 2 f は、フィードバック制御クラッチトルク演算手段における目標差動回転数設定手段として設

けられている。

【 0 0 5 4 】

スライディングモード制御クラッチトルク演算部 5 2 g は、ブレーキスイッチディレイ処理部 5 2 a からディレイ処理されたブレーキスイッチ信号、前後軸実差動回転数演算部 5 2 b から前後軸間の実差動回転数 $\Delta \omega_{ctrf}$ 、 $\Delta \omega_{ctrr}$ 、前輪側左右実差動回転数演算部 5 2 c から左前輪 1 4 FL と右前輪 1 4 FR との間の実際の差動回転数 $\Delta \omega_{Ft}$ 、後輪側左右実差動回転数演算部 5 2 d から左後輪 1 4 RL と右前輪 1 4 RR との間の実際の差動回転数 $\Delta \omega_{Rr}$ 、制御開始差動回転数演算部 5 2 e から各制御開始差動回転数 $\Delta \omega_{ctrfs}$ 、 $\Delta \omega_{ctrrs}$ 、 $\Delta \omega_{Fts}$ 、 $\Delta \omega_{Rrs}$ 、目標差動回転数設定部 5 2 f から各目標差動回転数 $\Delta \omega_{ctrft}$ 、 $\Delta \omega_{ctrrt}$ 、 $\Delta \omega_{Ftt}$ 、 $\Delta \omega_{Rrt}$ が入力される。そして、このスライディングモード制御クラッチトルク演算部 5 2 g は、それぞれの回転数毎に目標差動回転数と実差動回転数との偏差を求め、少なくともこの偏差の積分項に関する極性を用いて切り替え関数を構成し、スライディングモード制御を適応し、トランスファクラッチ 2 1 のクラッチトルクを演算する。

【 0 0 5 5 】

すなわち、各回転数毎の目標差動回転数と実差動回転数との偏差は、以下のようにして演算できる。

$$\text{前後軸間の差動回転数偏差 } \varepsilon_{ctrf} = \Delta \omega_{ctrf} - \Delta \omega_{ctrft} \quad \cdots (13)$$

$$\text{前後軸間の差動回転数偏差 } \varepsilon_{ctrr} = \Delta \omega_{ctrr} - \Delta \omega_{ctrrt} \quad \cdots (14)$$

$$\text{前輪左右輪間の差動回転数偏差 } \varepsilon_{Ft} = \Delta \omega_{Ft} - \Delta \omega_{Ftt} \quad \cdots (15)$$

$$\text{後輪左右輪間の差動回転数偏差 } \varepsilon_{Rr} = \Delta \omega_{Rr} - \Delta \omega_{Rrt} \quad \cdots (16)$$

【 0 0 5 6 】

そして、各回転数毎のスライディングモード制御によるトランスファクラッチ 2 1 に対するクラッチトルク $T_{SMCctrf}$ 、 $T_{SMCctrr}$ 、 T_{SMCFt} 、 T_{SMCRr} は、それぞれ、以下のような切り替え関数 (17) 式、(20) 式、(23) 式、(26) 式を用いて演算される。

【 0 0 5 7 】

まず、前後軸間の差動回転数偏差 ε_{ctrf} を用いるスライディングモード制御に

よるクラッチトルク $T_{SMCctrf}$ の設定について説明する。

$$T_{SMCctrf} = \text{sat}(x_{ctrf}) \quad \dots (17)$$

但し、 $x_{ctrf} > 0$ のとき、 $T_{SMCctrf} = \text{sat}(x_{ctrf}) = x_{ctrf}$

$x_{ctrf} \leq 0$ のとき、 $T_{SMCctrf} = \text{sat}(x_{ctrf}) = 0$

$$\begin{aligned} x_{ctrf} &= k_{wctrf} \cdot J_w \cdot (d\varepsilon_{ctrf}/dt) \\ &\quad + T_{sg} \cdot (s_{ctrf} / (|s_{ctrf}| + \delta)) \quad \dots (18) \end{aligned}$$

ここで、

$$s_{ctrf} = \varepsilon_{ctrf} + k_i \cdot \int (\varepsilon_{ctrf}) dt \quad \dots (19)$$

(但し、積分範囲は 0 から t まで)

また、 k_{wctrf} は微分項ゲインであり、 $(d\varepsilon_{ctrf}/dt) > 0$ の場合は k_{wu} 、
 $(d\varepsilon_{ctrf}/dt) \leq 0$ の場合は k_{wd} とする。更に、 J_w は慣性項、 T_{sg} は切替ゲイン、 δ はチャタリング防止用定数、 k_i は積分項ゲインである。

【0058】

そして、実差動回転数 $\Delta\omega_{ctrf}$ が制御開始差動回転数 $\Delta\omega_{ctrfs}$ を下回った場合には、実際に制御する差動回転数が小さくなり過ぎて、トランスファクラッチ 21 が静止摩擦状態で連結し、トランスファクラッチ 21 の制御がスリッパロック状態となり制御の収束が遅くなり、また、制御安定性が悪化することを防止するため、クラッチトルク $T_{SMCctrf}$ は 0 とし、更に、積分値もリセット ($\int (\varepsilon_{ctrf}) dt = 0$: 但し、積分範囲は 0 から t まで) する。また、ブレーキスイッチの ON 信号が入力された場合も、このブレーキ状態との干渉を避けるため、同様に、クラッチトルク $T_{SMCctrf}$ は 0 とし、積分値もリセットする。

【0059】

次に、前後軸間の差動回転数偏差 ε_{ctrr} を用いるスライディングモード制御によるクラッチトルク $T_{SMCctrr}$ の設定について説明する。

$$T_{SMCctrr} = \text{sat}(x_{ctrr}) \quad \dots (20)$$

但し、 $x_{ctrr} > 0$ のとき、 $T_{SMCctrr} = \text{sat}(x_{ctrr}) = x_{ctrr}$

$x_{ctrr} \leq 0$ のとき、 $T_{SMCctrr} = \text{sat}(x_{ctrr}) = 0$

$$\begin{aligned} x_{ctrr} &= k_{wctrr} \cdot J_w \cdot (d\varepsilon_{ctrr}/dt) \\ &\quad + T_{sg} \cdot (s_{ctrr} / (|s_{ctrr}| + \delta)) \quad \dots (21) \end{aligned}$$

ここで、

$$s_{ctr} = \varepsilon_{ctr} + k_i \cdot \int (\varepsilon_{ctr}) dt \quad \dots (22)$$

(但し、積分範囲は0からtまで)

また、 k_{wctr} は微分項ゲインであり、 $(d\varepsilon_{ctr}/dt) > 0$ の場合は k_{wu} 、 $(d\varepsilon_{ctr}/dt) \leq 0$ の場合は k_{wd} とする。更に、 J_w は慣性項、 T_{sg} は切替ゲイン、 δ はチャタリング防止用定数、 k_i は積分項ゲインである。

【0060】

そして、実差動回転数 $\Delta\omega_{ctr}$ が制御開始差動回転数 $\Delta\omega_{ctrs}$ を下回った場合には、実際に制御する差動回転数が小さくなり過ぎて、トランスファクラッチ21が静止摩擦状態で連結し、トランスファクラッチ21の制御がスリッパロック状態となり制御の収束が遅くなり、また、制御安定性が悪化することを防止するため、クラッチトルク T_{SMCctr} は0とし、更に、積分値もリセット($\int (\varepsilon_{ctr}) dt = 0$ ：但し、積分範囲は0からtまで)する。また、ブレーキスイッチのON信号が入力された場合も、このブレーキ状態との干渉を避けるため、同様に、クラッチトルク T_{SMCctr} は0とし、積分値もリセットする。

【0061】

次に、前輪左右輪間の差動回転数偏差 ε_{Ft} を用いるスライディングモード制御によるクラッチトルク T_{SMCFt} の設定について説明する。

$$T_{SMCFt} = s_{at} (x_{Ft}) \quad \dots (23)$$

但し、 $x_{Ft} > 0$ のとき、 $T_{SMCFt} = s_{at} (x_{Ft}) = x_{Ft}$

$x_{Ft} \leq 0$ のとき、 $T_{SMCFt} = s_{at} (x_{Ft}) = 0$

$$x_{Ft} = k_{wFt} \cdot J_w \cdot (d\varepsilon_{Ft}/dt) + T_{sg} \cdot (s_{Ft} / (|s_{Ft}| + \delta)) \quad \dots (24)$$

ここで、

$$s_{Ft} = \varepsilon_{Ft} + k_i \cdot \int (\varepsilon_{Ft}) dt \quad \dots (25)$$

(但し、積分範囲は0からtまで)

また、 k_{wFt} は微分項ゲインであり、 $(d\varepsilon_{Ft}/dt) > 0$ の場合は k_{wu} 、 $(d\varepsilon_{Ft}/dt) \leq 0$ の場合は k_{wd} とする。更に、 J_w は慣性項、 T_{sg} は切替ゲイン、 δ はチャタリング防止用定数、 k_i は積分項ゲインである。

【 0 0 6 2 】

そして、前輪側左右輪間の実差動回転数 $\Delta \omega_{Ft}$ が制御開始差動回転数 $\Delta \omega_{Fts}$ を下回った場合には、フロントデフクラッチ 2 7 の制御で十分対応可能な状態と判断し、トランスファクラッチ 2 1 の制御が不必要に干渉しないように、クラッチトルク T_{SMCFt} は 0 とし、更に、積分値もリセット ($\int (\varepsilon_{Ft}) dt = 0$: 但し、積分範囲は 0 から t まで) する。また、ブレーキスイッチの ON 信号が入力された場合も、このブレーキ状態との干渉を避けるため、同様に、クラッチトルク T_{SMCFt} は 0 とし、積分値もリセットする。

【 0 0 6 3 】

次に、後輪左右輪間の差動回転数偏差 ε_{Rr} を用いるスライディングモード制御によるクラッチトルク T_{SMCRr} の設定について説明する。

$$T_{SMCRr} = \text{sat} (x_{Rr}) \quad \cdots (26)$$

但し、 $x_{Rr} > 0$ のとき、 $T_{SMCRr} = \text{sat} (x_{Rr}) = x_{Rr}$

$x_{Rr} \leq 0$ のとき、 $T_{SMCRr} = \text{sat} (x_{Rr}) = 0$

$$x_{Rr} = k_{wRr} \cdot J_w \cdot (d\varepsilon_{Rr}/dt) + T_{sg} \cdot (s_{Rr} / (|s_{Rr}| + \delta)) \quad \cdots (27)$$

ここで、

$$s_{Rr} = \varepsilon_{Rr} + k_i \cdot \int (\varepsilon_{Rr}) dt \quad \cdots (28)$$

(但し、積分範囲は 0 から t まで)

また、 k_{wRr} は微分項ゲインであり、 $(d\varepsilon_{Rr}/dt) > 0$ の場合は k_{wu} 、 $(d\varepsilon_{Rr}/dt) \leq 0$ の場合は k_{wd} とする。更に、 J_w は慣性項、 T_{sg} は切替ゲイン、 δ はチャタリング防止用定数、 k_i は積分項ゲインである。

【 0 0 6 4 】

そして、後輪側左右輪間の実差動回転数 $\Delta \omega_{Rr}$ が制御開始差動回転数 $\Delta \omega_{Rrs}$ を下回った場合には、リヤデフクラッチ 2 3 の制御で十分対応可能な状態と判断し、トランスファクラッチ 2 1 の制御が不必要に干渉しないように、クラッチトルク T_{SMCRr} は 0 とし、更に、積分値もリセット ($\int (\varepsilon_{Rr}) dt = 0$: 但し、積分範囲は 0 から t まで) する。また、ブレーキスイッチの ON 信号が入力された場合も、このブレーキ状態との干渉を避けるため、同様に、クラッチトルク T

SMCRrは0とし、積分値もリセットする。

【 0 0 6 5 】

このように、本実施の形態のスライディングモード制御においては、偏差の積分項に関する極性を用いて切り替え関数を構成している。すなわち、切り替え関数（18）式においては、偏差の積分項 s_{ctrf} を $(|s_{ctrf}| + \delta)$ で除して積分項に関する極性を求め、切り替え関数（21）式においては、偏差の積分項 s_{ctrr} を $(|s_{ctrr}| + \delta)$ で除して積分項に関する極性を求め、切り替え関数（24）式においては、偏差の積分項 s_{Ft} を $(|s_{Ft}| + \delta)$ で除して積分項に関する極性を求め、切り替え関数（27）式においては、偏差の積分項 s_{Rr} を $(|s_{Rr}| + \delta)$ で除して積分項に関する極性を求めている。尚、 δ は、0 で除することを防止する値ともなっている。このため、例え、それぞれの積分項の値が小さい場合であっても、この値の小ささに関係なく、その値をスライディングモード制御に利用してクラッチトルクを設定することにより、高応答に対応することが可能で、高精度でレスポンスの良いトラクション性能を実現することができるようになっている。

【 0 0 6 6 】

こうして、スライディングモード制御クラッチトルク演算部 5 2 g で演算された各クラッチトルク $T_{SMCctrf}$ 、 $T_{SMCctrr}$ 、 T_{SMCFt} 、 T_{SMCRr} は、フィードバック制御クラッチトルク演算出力部 5 2 i に出力される。

【 0 0 6 7 】

偏差比例制御クラッチトルク演算部 5 2 h は、ブレーキスイッチディレイ処理部 5 2 a からディレイ処理されたブレーキスイッチ信号、前後軸実差動回転数演算部 5 2 b から前後軸間の実差動回転数 $\Delta\omega_{ctrf}$ 、 $\Delta\omega_{ctrr}$ 、前輪側左右実差動回転数演算部 5 2 c から左前輪 1 4 FL と右前輪 1 4 FR との間の実際の差動回転数 $\Delta\omega_{Ft}$ 、後輪側左右実差動回転数演算部 5 2 d から左後輪 1 4 RL と右前輪 1 4 RR との間の実際の差動回転数 $\Delta\omega_{Rr}$ 、制御開始差動回転数演算部 5 2 e から各制御開始差動回転数 $\Delta\omega_{ctrfs}$ 、 $\Delta\omega_{ctrrs}$ 、 $\Delta\omega_{Fts}$ 、 $\Delta\omega_{Rrs}$ 、目標差動回転数設定部 5 2 f から各目標差動回転数 $\Delta\omega_{ctrft}$ 、 $\Delta\omega_{ctrrt}$ 、 $\Delta\omega_{Ftt}$ 、 $\Delta\omega_{Rrt}$ が入力される。そして、この偏差比例制御クラッチトルク演算部 5 2 h は、それぞれの

回転数毎に目標差動回転数と実差動回転数との偏差を後述の如く求め、この偏差に応じて実差動回転数を目標差動回転数に収束させるクラッチトルクの比例成分（クラッチトルク T_{pcctrf} 、 T_{pcctrr} 、 T_{pcFt} 、 T_{pcRr} ）を演算する。

【 0 0 6 8 】

すなわち、各回転数毎の目標差動回転数と実差動回転数との偏差は、以下のようにして演算できる。

$$\begin{aligned} \text{前後軸間の差動回転数偏差 } \varepsilon_{pctrf} &= \Delta \omega_{ctrf} - \Delta \omega_{ctrft} \\ &\quad - (\Delta \omega_{ctrft} - \Delta \omega_{ctrfs}) \quad \cdots (29) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{前後軸間の差動回転数偏差 } \varepsilon_{pctrr} &= \Delta \omega_{ctrr} - \Delta \omega_{ctrrt} \\ &\quad - (\Delta \omega_{ctrrt} - \Delta \omega_{ctrrs}) \quad \cdots (30) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{前輪左右輪間の差動回転数偏差 } \varepsilon_{pFt} &= \Delta \omega_{Ft} - \Delta \omega_{Ftt} \\ &\quad - (\Delta \omega_{Ftt} - \Delta \omega_{Fts}) \quad \cdots (31) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{後輪左右輪間の差動回転数偏差 } \varepsilon_{pRr} &= \Delta \omega_{Rr} - \Delta \omega_{Rrt} \\ &\quad - (\Delta \omega_{Rrt} - \Delta \omega_{Rrs}) \quad \cdots (32) \end{aligned}$$

【 0 0 6 9 】

そして、この偏差比例制御によるクラッチトルク T_{pcctrf} 、 T_{pcctrr} 、 T_{pcFt} 、 T_{pcRr} は、それぞれ以下のように算出される。

まず、前後軸間の差動回転数偏差 ε_{pctrf} を用いた偏差比例制御によるクラッチトルク T_{pcctrf} は、

$$\begin{aligned} \varepsilon_{pctrf} > 0 \text{ の場合、} & T_{pcctrf} = k_{p1} \cdot \varepsilon_{pctrf} + k_{p2} \cdot \Delta \omega_{ctrf} \\ \varepsilon_{pctrf} \leq 0 \text{ の場合、} & T_{pcctrf} = k_{p2} \cdot \Delta \omega_{ctrf} \end{aligned}$$

【 0 0 7 0 】

次に、前後軸間の差動回転数偏差 ε_{pctrr} を用いた偏差比例制御によるクラッチトルク T_{pcctrr} は、

$$\begin{aligned} \varepsilon_{pctrr} > 0 \text{ の場合、} & T_{pcctrr} = k_{p1} \cdot \varepsilon_{pctrr} + k_{p2} \cdot \Delta \omega_{ctrr} \\ \varepsilon_{pctrr} \leq 0 \text{ の場合、} & T_{pcctrr} = k_{p2} \cdot \Delta \omega_{ctrr} \end{aligned}$$

【 0 0 7 1 】

次に、前輪左右輪間の差動回転数偏差 ε_{pFt} を用いた偏差比例制御によるクラッチトルク T_{pcFt} は、

$\varepsilon_{pFt} > 0$ の場合、 $T_{pcFt} = k_{p1} \cdot \varepsilon_{pFt} + \Delta \omega_{Ft}$

$\varepsilon_{pFt} \leq 0$ の場合、 $T_{pcFt} = \Delta \omega_{Ft}$

【 0 0 7 2 】

次に、後輪左右輪間の差動回転数偏差 ε_{pRr} を用いた偏差比例制御によるクラッチトルク T_{pcRr} は、

$\varepsilon_{pRr} > 0$ の場合、 $T_{pcRr} = k_{p1} \cdot \varepsilon_{pRr} + \Delta \omega_{Rr}$

$\varepsilon_{pRr} \leq 0$ の場合、 $T_{pcRr} = \Delta \omega_{Rr}$

ここで、 k_{p1} は第 1 の比例項ゲイン、 k_{p2} は第 2 の比例項ゲインである。

【 0 0 7 3 】

また、上述の偏差比例制御による各クラッチトルク T_{pcctrf} 、 T_{pcctrr} 、 T_{pcFt} 、 T_{pcRr} は、ブレーキスイッチの ON 信号が入力された場合、このブレーキ状態との干渉を避けるため、それぞれ 0 に設定される。

【 0 0 7 4 】

こうして、偏差比例制御クラッチトルク演算部 5 0 j で演算された各クラッチトルク T_{pcctrf} 、 T_{pcctrr} 、 T_{pcFt} 、 T_{pcRr} は、フィードバック制御クラッチトルク演算出力部 5 2 i に出力される。

【 0 0 7 5 】

フィードバック制御クラッチトルク演算出力部 5 2 i は、スライディングモード制御クラッチトルク演算部 5 2 g から各クラッチトルク $T_{SMCctrf}$ 、 $T_{SMCctrr}$ 、 T_{SMCFt} 、 T_{SMCRr} が、偏差比例制御クラッチトルク演算部 5 2 h から各クラッチトルク T_{pcctrf} 、 T_{pcctrr} 、 T_{pcFt} 、 T_{pcRr} が入力される。

【 0 0 7 6 】

そして、以下のように、それぞれに対応した 4 つのクラッチトルク T_{ctrf} 、 T_{ctrr} 、 T_{Ft} 、 T_{Rr} を和算により求め、得られたトルクの最大値を最終的なトランスファクラッチ 2 1 に対するフィードバック制御によるクラッチトルク T_{lsdfb} として設定し、このクラッチトルク T_{lsdfb} をクラッチトルク演算部 5 5 に出力する。

すなわち、

$$T_{ctrf} = T_{SMCctrf} + T_{pcctrf}$$

$$T_{ctr} = T_{SMCctr} + T_{pcctr}$$

$$T_{Ft} = T_{SMCFt} + T_{pcFt}$$

$$T_{Rr} = T_{SMCRr} + T_{pcRr}$$

$$T_{lsdfb} = \text{MAX} (T_{ctrf}, T_{ctr}, T_{Ft}, T_{Rr}) \quad \dots (33)$$

【 0 0 7 7 】

こうして、スライディングモード制御クラッチトルク演算部 5 2 g、偏差比例制御クラッチトルク演算部 5 2 h、フィードバック制御クラッチトルク演算出力部 5 2 i は、フィードバック制御クラッチトルク演算手段におけるクラッチトルク演算出力手段として設けられている。

【 0 0 7 8 】

一方、図 2 において、フィードフォワード制御クラッチトルク演算部 5 3 は、スロットル開度センサ 3 3 からスロットル開度 θ_{th} が入力され、ブレーキスイッチ 3 4 から ON-OFF 信号が入力される。

【 0 0 7 9 】

そして、スロットル開度 θ_{th} に応じて、予め実験等により設定しておいたマップ（例えば、図 6）を参照してトランスファクラッチ 2 1 に対するフィードフォワード制御によるクラッチトルク T_{lsdff} として設定し、このクラッチトルク T_{lsdff} をクラッチトルク演算部 5 5 に出力する。

【 0 0 8 0 】

この際、ブレーキスイッチ 3 4 から ON 信号が入力され、ブレーキ作動状態の場合は、このブレーキ状態との干渉を避けるため、フィードフォワード制御によるクラッチトルク T_{lsdff} は、0 とする。

【 0 0 8 1 】

尚、このスロットル開度 θ_{th} に応じてクラッチトルクを演算するにあたり、横加速度 G_y 、車速 V 、前後軸間の実差動回転数 $\Delta \omega_{ctrf}$ 、 $\Delta \omega_{ctr}$ 等により補正して、より正確なフィードフォワード制御によるクラッチトルク T_{lsdff} が得られるようにしても良い。

【 0 0 8 2 】

こうして演算されるフィードフォワード制御によるクラッチトルク T_{lsdff} は

、クラッチトルク演算部 5 5 に出力される。すなわち、このフィードフォワード制御クラッチトルク演算部 5 3 は、フィードフォワード制御クラッチトルク演算手段として設けられている。

【 0 0 8 3 】

タイヤ異径度演算部 5 4 は、横加速度センサ 3 2 から横加速度 G_y が、車速演算部 5 1 から車速 V が、フィードバック制御クラッチトルク演算部 5 2 の前後軸実差動回転数演算部 5 2 b から前後軸間実差動回転数 $\Delta \omega_{ctrf}$ 、 $\Delta \omega_{ctrr}$ が、前輪側左右実差動回転数演算部 5 2 c から前輪左右輪間実差動回転数 $\Delta \omega_{Ft}$ が、後輪側左右実差動回転数演算部 5 2 d から後輪左右輪間実差動回転数 $\Delta \omega_{Rr}$ が入力される。そして、車両が略直進状態であり、且つ、4 輪にスリップが発生しずらいとみなせる予め設定しておいた判定条件が成立する場合の、前後軸間実差動回転数 $\Delta \omega_{ctrf}$ 、 $\Delta \omega_{ctrr}$ 、前輪左右輪間実差動回転数 $\Delta \omega_{Ft}$ 、後輪左右輪間実差動回転数 $\Delta \omega_{Rr}$ の最も大きい $\Delta \omega$ により予め設定しておいたマップを参照してタイヤ異径度定数 R_{tr} を設定する。

【 0 0 8 4 】

具体的には、上述の判定条件とは、例えば、横加速度 G_y の絶対値が $0.1g$ 以下で、且つ、車速が 20 km/h 以下の場合である。そして、この判定条件が成立する場合に、図 7 に示す実差動回転数 $\Delta \omega$ - タイヤ異径度定数 R_{tr} のマップを参照し、タイヤ異径度定数 R_{tr} を設定する。このタイヤ異径度定数 R_{tr} は、実差動回転数 $\Delta \omega$ が極めて小さい場合は 0.5 近傍に設定され、実差動回転数 $\Delta \omega$ が大きくなるほど次第に小さな値に設定される。すなわち、タイヤ異径度定数 R_{tr} が 0.5 に近く大きいほどタイヤの異径度は小さく、タイヤ異径度定数 R_{tr} が、この 0.5 から次第に小さくなるほどタイヤの異径度は大きいと判定される。尚、本実施の形態で云うタイヤ異径度とは、4 輪を総合して評価するものである。

【 0 0 8 5 】

そして、上述の判定条件以外の時は、異径タイヤの装着により差回転が生じているか否かが判断できないため、タイヤ異径度合定数 R_{tr} を演算することなく、すなわち前回設定した値を更新することなく、タイヤ異径度合定数 R_{tr} を前回設定した値に設定する。

【 0 0 8 6 】

この理由として、横加速度 G_y の絶対値が $0.1g$ より大きい場合、例えばコーナリング時では異径タイヤにより差回転が生じているか否か判断できないためであり、また、車速 V が 20 km/h より大きい場合は、タイヤがスリップを許容しやすく、異径タイヤにより差回転が生じているか否か判断できないためである。

【 0 0 8 7 】

こうして設定されるタイヤ異径度定数 R_{tr} は、クラッチトルク演算部 55 に出力される。このように、タイヤ異径度演算部 54 は、タイヤ異径度演算手段として設けられている。

【 0 0 8 8 】

クラッチトルク演算部 55 は、クラッチトルク演算手段として設けられており、ブレーキスイッチ 34 から $ON-OFF$ 信号が、ABS 制御装置 35 から $ON-OFF$ 信号が、フィードバック制御クラッチトルク演算部 52 からフィードバック制御によるクラッチトルク T_{lsdfb} が、フィードフォワード制御クラッチトルク演算部 53 からフィードフォワード制御によるクラッチトルク T_{lsdff} が、タイヤ異径度演算部 54 からタイヤ異径度定数 R_{tr} が、それぞれ入力される。

【 0 0 8 9 】

そして、以下の (34) 式により、トランスファクラッチ 21 に出力する最終的なクラッチトルク T_{lsd} を演算し、センタデフクラッチ駆動部 60 に出力する。

$$T_{lsd} = R_{tr} \cdot T_{lsdff} + (1 - R_{tr}) \cdot T_{lsdfb} \quad \cdots (34)$$

【 0 0 9 0 】

この (34) 式からも明らかなように、タイヤの異径度が小さければ、タイヤ異径度定数 $R_{tr} = 0.5$ となり、 $T_{lsd} = 0.5 \cdot T_{lsdff} + 0.5 \cdot T_{lsdfb}$ となって、フィードバック制御によるクラッチトルク T_{lsdfb} と、フィードフォワード制御によるクラッチトルク T_{lsdff} とが同じ割合となる。これに対し、タイヤの異径度が大きくなると、タイヤ異径度定数 R_{tr} の値が小さくなり、フィードフォワード制御によるクラッチトルク T_{lsdff} の割合が小さくなり、フィードバック制御によるクラッチトルク T_{lsdfb} の割合が大きくなる。すなわち、タイヤ

の異径度が大きいと判定した場合には、その場合のタイヤ異径度に応じてフィードフォワード制御によるクラッチトルク T_{lsdff} の割合を小さくし、フィードバック制御によるクラッチトルク T_{lsdfb} の割合を大きくするようにしているので、内部循環トルクの発生を回避しつつ、スリップも効果的に抑制することが可能になっている。

【 0 0 9 1 】

ここで、ABS 制御装置 3 5 から ON 信号、すなわち ABS 作動中の信号がある場合は、ABS 制御との干渉を防止するため、クラッチトルク T_{lsd} は、予め設定しておいた一定値 C_{ABS} とする。また、ブレーキスイッチ 3 4 からブレーキスイッチの ON 信号がある場合も、このブレーキ状態との干渉を防止するため、クラッチトルク T_{lsd} は、予め設定しておいた一定値 C_{brk} とする。

【 0 0 9 2 】

以上のように、本発明においては、タイヤの異径度合いに応じフィードバック制御により求めたクラッチトルクとフィードフォワード制御により求めたクラッチトルクの割合を可変して最終のクラッチトルクを演算している。

【 0 0 9 3 】

異径タイヤを装着した場合にクラッチトルクを大きくすると、そのタイヤが路面から駆動されることになり、駆動系に内部循環トルクが発生し、動力性能が悪化すると共に、クラッチの耐久性が悪化する。また、タイトコーナブレーキング現象が発生する虞もある。従って、クラッチトルクを通常より小さく設定しなければならないが、従来のようにフィードフォワード制御により求めたクラッチトルクとフィードバック制御により求めたクラッチトルクとをタイヤ異径度合いに関わらず一定にすると、フィードフォワード制御は異径タイヤにより生じる差回転は考慮されないため、クラッチトルクが小さくならず、上記問題が発生してしまう可能性がある。

【 0 0 9 4 】

しかし、本発明においては、タイヤ異径度合いをフィードフォワード制御により求めたクラッチトルクに反映し、適正なクラッチトルクの設定ができるので、内部循環トルクの発生、タイトコーナブレーキング現象の発生を防止しつつ、ス

リップも回避することができる。

【 0 0 9 5 】

尚、本発明の実施の形態では、フィードバック制御クラッチトルク演算部 5 2 においては、4 つのクラッチトルク T_{ctrf} 、 T_{ctrr} 、 T_{Ft} 、 T_{Rr} を演算し、これらの最大値をフィードバック制御によるクラッチトルク T_{lsdfb} となるように演算しているが、車両仕様によっては、これら 4 つ全てではなく、何れか 1 つ、或いは、何れか複数のクラッチトルクを求めて、これらからフィードバック制御によるクラッチトルク T_{lsdfb} を求めるようにしても良い。

【 0 0 9 6 】

また、本発明の実施の形態では、フィードバック制御クラッチトルク演算部 5 2 においては、スライディングモード制御クラッチトルク演算部 5 2 g からの各クラッチトルク $T_{SMCctrf}$ 、 $T_{SMCctrr}$ 、 T_{SMCFt} 、 T_{SMCRr} に、偏差比例制御クラッチトルク演算部 5 2 h からの各クラッチトルク T_{pcctrf} 、 T_{pcctrr} 、 T_{pcFt} 、 T_{pcRr} を和して最終的な 4 つのクラッチトルク T_{ctrf} 、 T_{ctrr} 、 T_{Ft} 、 T_{Rr} を求めるようにしているが、偏差比例制御クラッチトルク演算部 5 2 h からの各クラッチトルク T_{pcctrf} 、 T_{pcctrr} 、 T_{pcFt} 、 T_{pcRr} の影響が小さい車両等では、スライディングモード制御クラッチトルク演算部 5 2 g からの各クラッチトルク $T_{SMCctrf}$ 、 $T_{SMCctrr}$ 、 T_{SMCFt} 、 T_{SMCRr} のみを用いてフィードバック制御によるクラッチトルク T_{lsdfb} を求めるようにしても良い。

【 0 0 9 7 】

更に、本発明の実施の形態では、タイヤ異径度定数 R_{tr} を 0. 5 近傍からそれ以下の範囲で設定されるように例示しているが、車両仕様によっては、これ以外の範囲で設定されるようにしても良い。

【 0 0 9 8 】

また、本発明の実施の形態では、センタデファレンシャル装置 3 の差動制限を制御するトランスファクラッチ 2 1 の制御を例に説明しているが、センタデファレンシャル装置 3 の無い 4 輪駆動車の前後軸間の差動制限制御を行うクラッチに対しても同様に適応できる。更に、フロントデフクラッチ 2 7 や、リヤデフクラッチ 2 3 において、そのクラッチトルクを制御する装置を有する場合、本実施の

形態で説明したクラッチトルクの設定が、これらクラッチトルクの設定にも適応できることは云うまでもない。ただし、本実施の形態で説明したクラッチトルクの設定をフロントデフクラッチ 2 7 に適応する場合は、タイヤ異径度定数 R_{tr} を前輪左右輪間実差動回転数 $\Delta \omega_{Ft}$ に基づいて演算し、また、リヤデフクラッチ 2 3 に適応する場合は、タイヤ異径度定数 R_{tr} を後輪左右輪間実差動回転数 $\Delta \omega_{Rr}$ に基づいて演算する。

【0099】

【発明の効果】

以上、説明したように本発明によれば、装着されているタイヤの異径度合いも考慮して、クラッチトルクにおけるフィードフォワード制御、フィードバック制御値の割合を適切に設定し、内部循環トルクの発生を回避しつつ、スリップも効果的に抑制することが可能となる。

【図面の簡単な説明】

【図 1】

車両の駆動系とセンタデファレンシャル差動制限制御部の概略説明図

【図 2】

センタデファレンシャル差動制限制御部の機能ブロック図

【図 3】

フィードバック制御クラッチトルク演算部の機能ブロック図

【図 4】

車速と前後軸間制御開始差動回転数の基本値マップの一例を示す説明図

【図 5】

横加速度に基づく前後軸間制御開始差動回転数の補正係数マップの一例を示す説明図

【図 6】

フィードフォワード制御クラッチトルク演算部で設定されるクラッチトルクの一例を示す説明図

【図 7】

4 輪の実差動回転数に応じて設定されるタイヤ異径度定数の一例を示す説明図

【符号の説明】

- 3 センタデファレンシャル装置
- 1 4 FL、 1 4 FR 左右前輪
- 1 4 RL、 1 4 RR 左右後輪
- 2 1 トランスファクラッチ（クラッチ手段）
- 3 1 FL、 3 1 FR 前輪側左右車輪速センサ
- 3 1 RL、 3 1 RR 後輪側左右車輪速センサ
- 5 0 センタデファレンシャル差動制限制御部
- 5 2 フィードバック制御クラッチトルク演算部（フィードバック制御クラッチトルク演算手段）
- 5 2 b 前後軸実差動回転数演算部（実差動回転数検出手段）
- 5 2 c 前輪側左右実差動回転数演算部（実差動回転数検出手段）
- 5 2 d 後輪側左右実差動回転数演算部（実差動回転数検出手段）
- 5 2 e 制御開始差動回転数演算部（目標差動回転数設定手段）
- 5 2 f 目標差動回転数設定部（目標差動回転数設定手段）
- 5 2 g スライディングモード制御クラッチトルク演算部（クラッチトルク演算出力手段）
- 5 2 h 偏差比例制御クラッチトルク演算部（クラッチトルク演算出力手段）
- 5 2 i フィードバック制御クラッチトルク演算出力部（クラッチトルク演算出力手段）
- 5 3 フィードフォワード制御クラッチトルク演算部（フィードフォワード制御クラッチトルク演算手段）
- 5 4 タイヤ異径度演算部（タイヤ異径度演算手段）
- 5 5 クラッチトルク演算部（クラッチトルク演算手段）
- 6 0 センタデフクラッチ駆動部

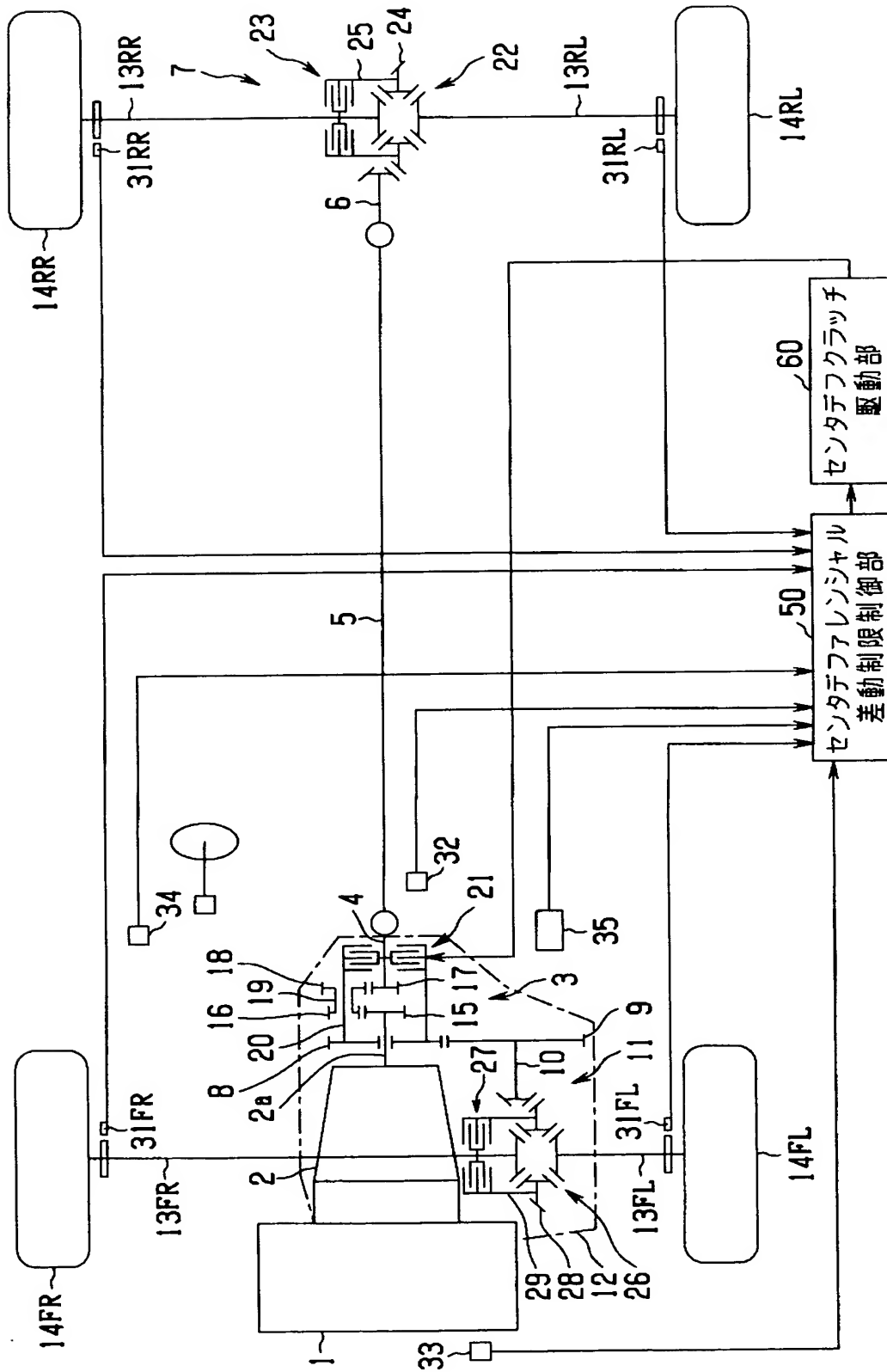
代理人 弁理士 伊 藤 進

特 2 0 0 2 - 2 7 8 1 3 1

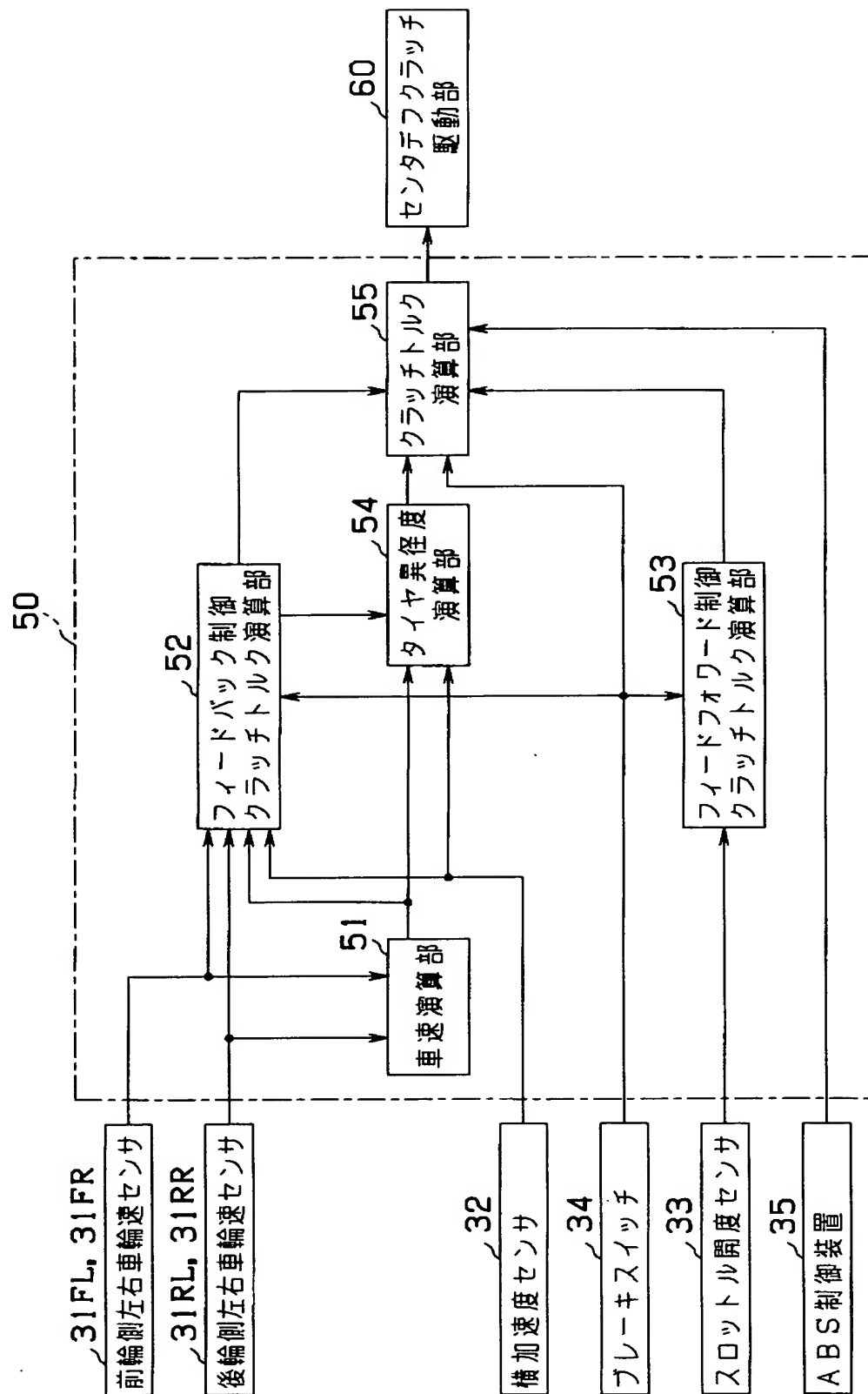
【書類名】

図面

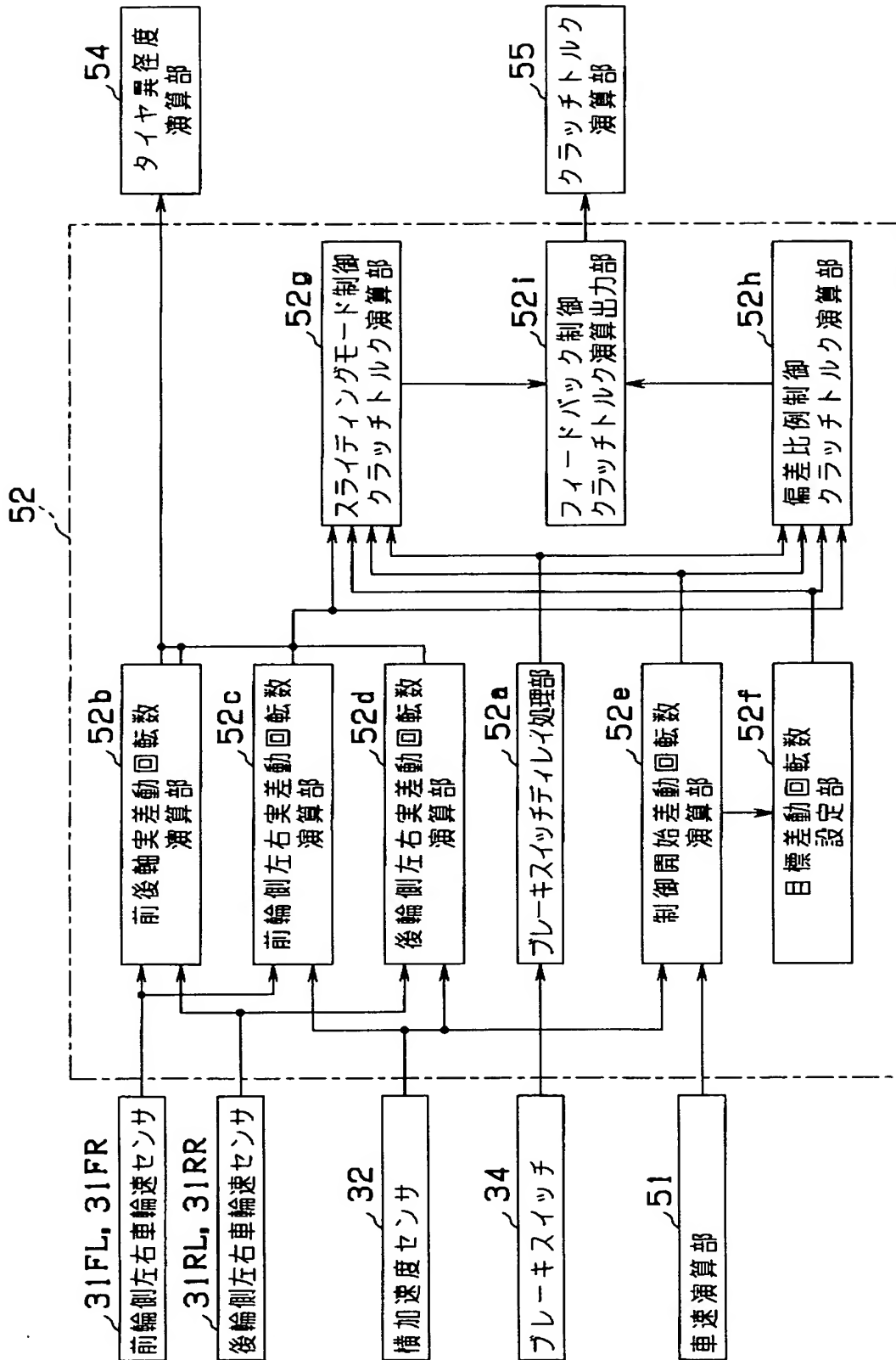
【図 1】



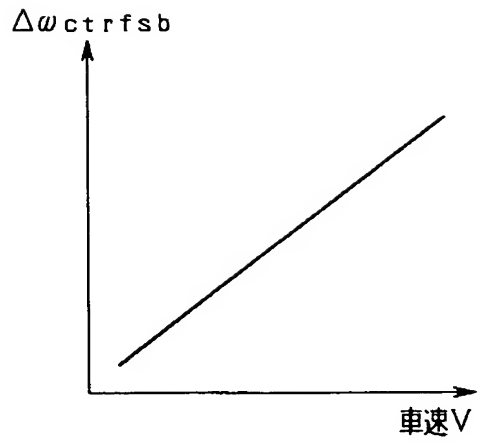
【図2】



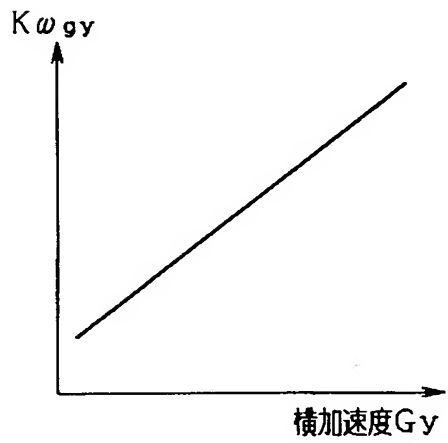
【図 3】



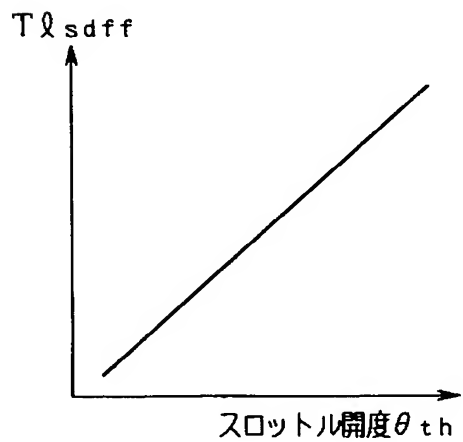
【図 4】



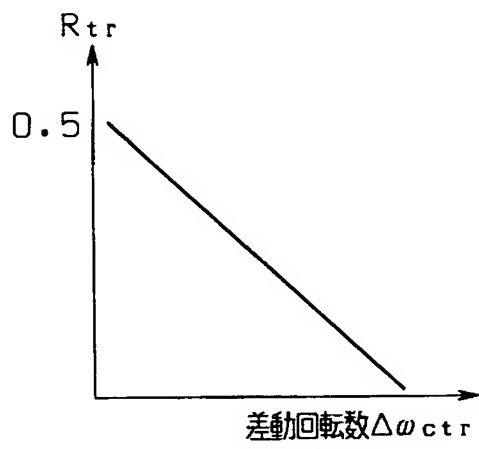
【図 5】



【図 6】



【図 7】



【書類名】 要 約 書

【要約】

【課題】 装着されているタイヤの異径度合いも考慮して、クラッチトルクにおけるフィードフォワード制御、フィードバック制御値の割合を適切に設定し、内部循環トルクの発生を回避しつつ、スリップも効果的に抑制する。

【解決手段】 センタデファレンシャル差動制限制御部 5 0 は、フィードバック制御クラッチトルク演算部 5 2 で差動回転数偏差に対しスライディングモード制御を適用しフィードバック制御によるクラッチトルクを演算し、フィードフォワード制御クラッチトルク演算部 5 3 でスロットル開度感応のフィードフォワード制御によるクラッチトルクを演算する。また、タイヤ異径度演算部 5 4 で 4 輪の実差動回転数を基にタイヤ異径度に応じたタイヤ異径度定数を設定する。そしてクラッチトルク演算部 5 5 でタイヤ異径度定数を基にフィードバック制御とフィードフォワード制御によるクラッチトルクの割合を設定する。

【選択図】 図 2

出 願 人 履 歴 情 報

識別番号 [0 0 0 0 0 5 3 4 8]

1. 変更年月日 1 9 9 0 年 8 月 9 日
[変更理由] 新規登録
住 所 東京都新宿区西新宿一丁目 7 番 2 号
氏 名 富士重工業株式会社